

# PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 11-334604  
 (43)Date of publication of application : 07.12.1999

(51)Int.CI. B62D 1/16  
 B62D 6/00  
 // B62D101:00  
 B62D119:00

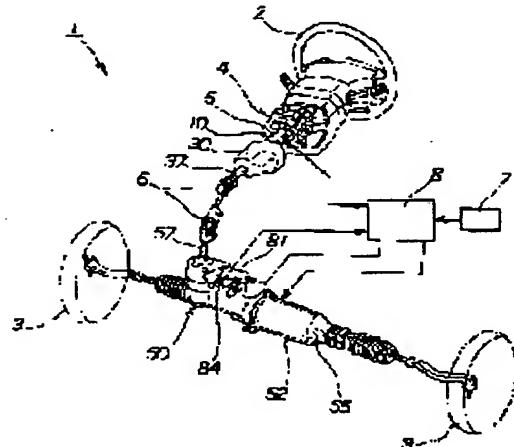
(21)Application number : 10-150436 (71)Applicant : HONDA MOTOR CO LTD  
 (22)Date of filing : 29.05.1998 (72)Inventor : WATANABE KATSUJI  
 SHIMIZU YASUO

## (54) STEERING SYSTEM FOR VEHICLE

### (57)Abstract:

**PROBLEM TO BE SOLVED:** To increase the degree of freedom in setting steering angle ratio characteristics relative to a steering angle of the steering wheel in a steering system where a variable steering angle ratio steering mechanism mechanically changes the steering angle ratio.

**SOLUTION:** This steering system 1 for vehicle comprises a variable steering angle ratio steering mechanism 50 in a steering system 4 from a steering wheel 2 to steered wheels 3, 3. This variable steering angle ratio steering mechanism 50 mechanically changes a steering angle ratio relative to a steering angle of the steering wheel 2. In addition, a steering angle increase and decrease mechanism 30 with a steering torque sensor 10 is interposed between the steering wheel 2 and the variable steering angle ratio steering mechanism 50, for increasing or decreasing the steering angle of the steering wheel at a predetermined ratio.



[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office

(19)日本国特許庁 (JP)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開平11-334604

(43)公開日 平成11年(1999)12月7日

(51)Int.Cl.  
B 62 D 1/16  
6/00  
// B 62 D 101:00  
119:00

識別記号

F I  
B 62 D 1/16  
6/00

(21)出願番号 特願平10-150436  
(22)出願日 平成10年(1998)5月29日

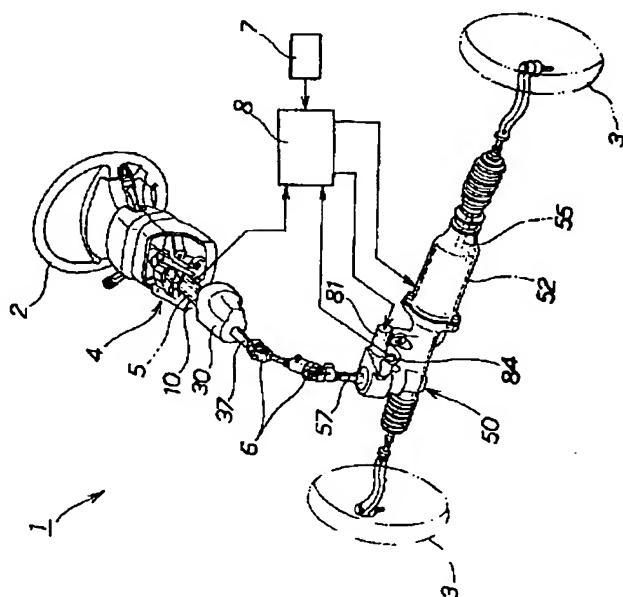
(71)出願人 000005326  
本田技研工業株式会社  
東京都港区南青山二丁目1番1号  
(72)発明者 渡辺 勝治  
埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会  
社本田技術研究所内  
(72)発明者 清水 康夫  
埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会  
社本田技術研究所内  
(74)代理人 弁理士 下田 容一郎

(54)【発明の名称】 車両用ステアリング装置

(57)【要約】

【課題】 可変舵角比操舵機構によって、舵角比を機械的に変えるようにした車両用ステアリング装置において、ステアリングハンドルの操舵角に対する舵角比特性の設定自由度を高めること。

【解決手段】 車両用ステアリング装置1は、ステアリングハンドル2から操向車輪3, 3に至るステアリング系4に可変舵角比操舵機構50を備え、この可変舵角比操舵機構50によって、ステアリングハンドル2の操舵角に対する舵角比を機械的に変えるようにしたものである。ステアリングハンドル2と可変舵角比操舵機構50との間に、ステアリングハンドル2の操舵角を所定の割合で増減させる操舵角増減機構30を介在させた。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 車両のステアリングハンドルから操向車輪に至るステアリング系に可変舵角比操舵機構を備え、この可変舵角比操舵機構によって、ステアリングハンドルの操舵角に対する舵角比を機械的に変えるようにした車両用ステアリング装置において、前記ステアリングハンドルと前記可変舵角比操舵機構との間に、ステアリングハンドルの操舵角を所定の割合で増減させる操舵角増減機構を介在させたことを特徴とする車両用ステアリング装置。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【発明の属する技術分野】 本発明は車両に搭載したステアリング装置に関し、特に、可変舵角比操舵機構を備えたステアリング装置の改良に関する。

## 【0002】

【従来の技術】 車両用ステアリング装置としては、ステアリングハンドルの操舵角に対する操向車輪の操舵角の割合、すなわち、舵角比を車速に応じて自動的に変化させるものがあり、例えば特開平7-257406号「車両用可変舵角比操舵装置」の技術がある。

【0003】 この技術は、その公報の図1～図3によれば、ステアリングホイール1（番号は公報に記載されたものを引用した。以下同じ。）に連結した入力軸11を、支持部材14にこれと偏心して回転可能に支持し、支持部材14をモータ27にて回転させることで、入力軸11の軸心を変位させて、入力軸11の軸心と出力軸17の軸心との間の偏位量を調整するというものである。この結果、入力軸11の回転角に対する出力軸17の回転角の割合、すなわち、ステアリングハンドルの操舵角と車輪の操舵角との舵角比は、公報の図5に示すように車速に応じて変わる。

## 【0004】

【発明が解決しようとする課題】 上記従来の可変舵角比操舵装置は、舵角比が車速に応じて変化するので、公報の図9で線a<sub>2</sub>に示すように、ステアリングハンドルの操舵角（回転角）に対するラックストロークも、車速に応じて変化することになる。しかし、車速が定まれば、入力軸11の軸心と出力軸17の軸心との間の、偏位量は一定である。この結果、ハンドル回転角に対するラックストロークの特性は、車速毎に1種類の特性に機械的に定まる、いわゆる一義的に定まる特性となってしまう。従って、ステアリングハンドルの操舵角に対する舵角比の特性（舵角比特性）の、設定自由度は小さい。

【0005】 そこで、本発明の目的は、可変舵角比操舵機構によって、舵角比を機械的に変えるようにした車両用ステアリング装置において、ステアリングハンドルの操舵角に対する舵角比特性の設定自由度を高めることができる技術を提供することにある。

## 【0006】

【課題を解決するための手段】 上記課題を解決するため、請求項1は、車両のステアリングハンドルから操向車輪に至るステアリング系に可変舵角比操舵機構を備え、この可変舵角比操舵機構によって、ステアリングハンドルの操舵角に対する舵角比を機械的に変えるようにした車両用ステアリング装置において、ステアリングハンドルと可変舵角比操舵機構との間に、ステアリングハンドルの操舵角を所定の割合で増減させる操舵角増減機構を介在させたことを特徴とする。ここで、「舵角比を機械的に変える」とは、可変舵角比操舵機構における各部材の位置関係を変えることにより、これに対応した特定の1種類の舵角比特性に、変えることを意味するものであって、車速等の外部条件により、前記位置関係を変更するものを含む。

【0007】 操舵角増減機構がない場合には、ステアリングハンドルの操舵角と、可変舵角比操舵機構の入力側回転角とは、一致する。例えば、操舵角が0°のときに、入力側回転角も0°である。また、操舵角が最大角のときに、入力側回転角も上記最大角である。このため、可変舵角比操舵機構は、入力側回転角の全範囲（0°～最大角）にわたり、特定の舵角比特性にて舵角比を変える。

【0008】 これに対し、操舵角増減機構を設けることにより、操舵角増減機構は、ステアリングハンドルの操舵角を所定の割合で増減させて、可変舵角比操舵機構に伝達する。例えば、操舵角を操舵角増減機構で減少させたときには、操舵角が0°のときに、入力側回転角は0°である。また、操舵角が最大角度のときに、入力側回転角は上記最大角を所定の割合で減少させた角度（減少角）である。このため、可変舵角比操舵機構は、入力側回転角の全範囲のうち、一部の狭い範囲（0°～減少角）で、特定の舵角比特性にて舵角比を変える。すなわち、舵角比特性のうち、一部の範囲だけで舵角比を変える。

【0009】 このように、ステアリングハンドルの操舵角を操舵角増減機構で増減させて、可変舵角比操舵機構に伝達することにより、ステアリングハンドルの操舵角に対して、舵角比特性のうち、どの範囲を使用するかを選択することができる。従って、ステアリングハンドルの操舵角に対する操向車輪の操舵角特性を、可変舵角比操舵機構だけでなく、操舵角増減機構によっても設定することができる。この結果、舵角比特性の設定自由度が高まるので、車種毎の操舵感覚（操舵フィーリング）を設定し易い。

## 【0010】

【発明の実施の形態】 本発明の実施の形態を添付図面に基づいて以下に説明する。なお、図面は符号の向きに見るものとする。図1は本発明に係る車両用ステアリング装置の全体構成図である。車両用ステアリング装置1は、車両のステアリングハンドル2から操向車輪3、3

に至るステアリング系4に、操舵トルクセンサ10、操舵角増減機構30及び可変舵角比操舵機構50を、この順に連結するようにして備えた電動パワーステアリング装置である。詳しくは、車両用ステアリング装置1は、ステアリングハンドル2にステアリングシャフト5を介して、操舵トルクセンサ10付き操舵角増減機構30を連結し、この操舵角増減機構30の出力軸37に自在継手6、6を介して、可変舵角比操舵機構50を連結したものである。

【0011】これにより、ステアリングハンドル2で発生したステアリング系4の操舵トルクを操舵トルクセンサ10で検出し、この検出信号に基づいて制御手段8が制御信号を発生し、この制御信号に基づいて操舵トルクに応じた補助トルクを電動機52が発生し、補助トルクを可変舵角比操舵機構50のラック軸55に付加することができる。ステアリングハンドル2と操舵角増減機構30との間に操舵トルクセンサ10を介在させたので、ステアリングハンドル2で発生した操舵トルクを直接的に検出することができる。この結果、操舵トルクを一層精度良く検出することができる。

【0012】また、車両用ステアリング装置1は、車速センサ7で検出した車速信号と、変位センサ84で検出した可変舵角比操舵機構50の入力軸57の偏心量信号とに基づいて、制御手段8が車速に応じた舵角比制御信号を発生し、この舵角比制御信号に基づいて、舵角比制御用電動機81にて可変舵角比操舵機構50を駆動して、舵角比を制御するものである。すなわち、可変舵角比操舵機構50によって、ステアリングハンドル2の操舵角に対する舵角比を機械的に変えることができる。なお、「舵角比を機械的に変える」とは、可変舵角比操舵機構50における各部材（後述する入力軸、連結軸、出力軸）の位置関係を変えることにより、これに対応した特定の1種類の舵角比特性に、変えることを意味するものである。例えば、可変舵角比操舵機構50によって、ステアリングハンドル2の操舵角に対する操向車輪3、3の操舵角の割合を、車速に応じた非線形特性を有して変える。

【0013】図2は本発明に係る操舵トルクセンサ付き操舵角増減機構の断面図であり、操舵トルクセンサ10と操舵角増減機構30とを一体的に組付けたことを示す。操舵トルクセンサ10は、ステアリングシャフト5と操舵角増減機構30の入力軸31とをトーションバー11で連結し、ステアリングシャフト5と入力軸31との間での相対ねじり変位を検出することにより、ステアリング系4の操舵トルクを検出するものである。トーションバー（弾性部材）11は、文字通りトルクに対して正確にねじれ角が発生するメンバーであって、操舵トルクが作用すると、ステアリングシャフト5と入力軸31との間での相対ねじり変位を発生する。このトーションバー11は、上部を管状のステアリングシャフト5内に

挿通してピン12で結合し、下部を入力軸31の上部にセレーション結合したものである。

【0014】詳しくは、操舵トルクセンサ10は、ステアリングシャフト5と入力軸31とに掛け渡すことで、両軸5、31間の相対ねじれ変位に応じて軸方向へ変位可能なコア13付きスライダ14と、このスライダ14の変位量（コア13の変位量）を電気信号に変換するべくセンサ用ハウジング15に取付けたコイル16とで構成した、非接触式操舵トルクセンサ（可変インダクタンス式センサ）である。更に詳しくは、円筒形状のスライダ14に傾斜溝14aと縦長のストレート溝14bとを形成し、傾斜溝14aにステアリングシャフト5のピン17を嵌合し、また、ストレート溝14bに入力軸31のピン18を嵌合することで、スライダ14は相対ねじり変位に応じて軸方向へ変位可能である。図中、19は圧縮ばね、21は軸受、22は止め輪、23はオイルシール、24はコネクタである。

【0015】操舵角増減機構30は、本実施の形態ではステアリングハンドル2（図1参照）の操舵角を所定の割合、例えば1/6の割合で低減させるものであり、ギヤで2段減速する減速機構からなる。詳しくは、操舵角増減機構30は、トーションバー11を介してステアリングシャフト5に連結した入力軸31と、入力軸31と一緒に形成した第1小ギヤ32と、第1小ギヤ32と噛み合う第1大ギヤ33と、第1大ギヤ33と一緒に形成した中間軸34と、中間軸34と一緒に形成した第2小ギヤ35と、第2小ギヤ35と噛み合う第2大ギヤ36と、第2大ギヤ36と一緒に形成した出力軸37と、これらの部材31～37を収納するギヤケース38とからなる。

【0016】各ギヤ32、33、35、36は平歯車である。ステアリングシャフト5とトーションバー11と入力軸31と出力軸37とは、同心に配置したものである。ギヤケース38は、上ケース38aと下ケース38bと下部リッド38cとを重ねて、ボルト止めとともに、上ケース38aの上部をセンサ用ハウジング15の下部とボルト止めしたものである。図中、41～46は軸受、47は止め輪、48はオイルシールである。

【0017】図3は本発明に係る可変舵角比操舵機構の全体構成図であり、一部を断面して示す。可変舵角比操舵機構50は、ラックアンドピニオン機構51、電動機52、ボールねじ53を車幅方向に延びる固定ハウジング54に収納したものである。電動機52は、固定ハウジング54の副ハウジング54a内に収納した環状のステータ52aと、ステータ52a内に同心的に配置したロータ52bと、ロータ52bに固定した管状の出力軸52cとからなる。ラックアンドピニオン機構51のラック軸55は、出力軸52c内に回転可能に挿通するとともに、ボールねじ53によって出力軸52cと連結したものである。

【0018】図4は図3の4-4線断面図である。可変舵角比操舵機構50は、固定ハウジング54内に可動ハウジング56を回転可能に支持し、可動ハウジング56内に入力軸57を回転可能に支持し、入力軸57にカップリング58を介して出力軸59を連結し、さらに、出力軸59を固定ハウジング54に回転可能に支持したものである。可動ハウジング56の回転中心と入力軸57の回転中心とは、互いに偏心している。入力軸57は、操舵角増減機構30(図1参照)の出力軸37に自在継手6、6を介して連結した軸である。

【0019】詳しくは、入力軸57に軸直角方向への相対移動可能に且つ相対回転不能にカップリング58を連結し、このカップリング58の偏心した位置に出力軸59の偏心した部位を回転可能に連結したものである。なお、固定ハウジング54は、上部固定ハウジング54bと下部固定ハウジング54cとを重ねて、ボルト止めしたものである。

【0020】カップリング58は、入力軸57の下端に一体に形成した上部フランジ61と、上部フランジ61に複数のボルト62…(…は複数を示す。以下同じ。)を介して連結した下部フランジ63と、下部フランジ63の下端から下方へ延びて出力軸59の連結孔59aに連結した連結軸(中間軸)64とからなる。詳しくは、カップリング58は、上部フランジ61の下端面に側断面視テバ形状の連結溝61aを形成し、また、下部フランジ63の上端面に側断面視テバ形状の連結溝63aを形成し、これら連結溝61a、63aに3つのボルト62…を1列に並べて、連結溝61a、63aのテバ面に当てることで、上・下部フランジ61、63間を連結したものである。このため、カップリング58は、入力軸57に対して、軸直角方向への相対移動可能に且つ相対回転不能に連結することになる。

【0021】連結孔59aは出力軸59から偏心した位置にあり、また、連結軸64は入力軸57から偏心した位置にある。これら連結孔59aと連結軸64は、互いに回転可能に連結したものである。

【0022】このようにカップリング58は、(1)入力軸57に対して、軸直角方向に相対移動可能に且つ相対回転不能に係合し、(2)入力軸57に対して偏心して設けられた出力軸59の、更に偏心する部位に、軸直角方向に相対移動不能に且つ相対回転可能に係合したものである。換言すると、カップリング58によって、入力軸57と出力軸59とは、軸直角方向に相対移動可能に且つ互いに関連した回転をなすように連結したものである。

【0023】出力軸59は外周面に、ラックアンドピニオン機構51をなすピニオン59bを形成し、このピニオン59bはラック軸55のラック55aと噛み合うものである。図中、65は板状のボルト保持器、66はスラストベアリング、67はニードルベアリング、68、

69はオイルシール、71～74は軸受、75はナット、76は調整ボルト、77はラックガイド、Sは後述するウォーム軸83の軸線である。

【0024】図5は図4の5-5線断面図であり、平面視において、ウォーム軸83の軸直角方向へ且つ可動ハウジング56の回転中心Oからウォーム軸83と反対方向へ距離Lだけ偏心した位置に、入力軸57の回転中心(軸心)Aを設けたことを示す。可変舵角比操舵機構50は、駆動手段としての舵角比制御用電動機81にてウォームギヤ機構82を介して可動ハウジング56を回転させることで、入力軸57の軸心Aを変位させて、操舵角の割合を変えるようにしたものである。舵角比制御用電動機81は、制御手段8(図1参照)の舵角比制御信号に応じて正・逆転し、入力軸57の軸心Aを変位させる減速機付きモータである。ウォームギヤ機構82は、舵角比制御用電動機81の出力軸81aに連結したウォーム軸83と、ウォーム軸83のウォーム83aに噛み合うホイール56aとからなる。ホイール56aは可動ハウジング56の外周面の一部に形成した歯である。

【0025】固定ハウジング54は、入力軸57の変位量を検出する変位センサ84を取付けたものである。詳しくは、変位センサ84は、可動ハウジング56の外周面に形成したカム面56bの変位量を検出することにより、入力軸57の軸心Aの変位量を間接的に検出するものであり、カム面56bに接した先端部84aが進退するボテンショメータからなる。可動ハウジング56の回転角と入力軸57の軸心Aの変位量とは対応し、また、入力軸57の軸心Aの変位量とカム面56bの変位量とは対応する関係である。このため、変位センサ84でカム面56bの変位量を検出すれば、入力軸57の軸心Aの変位量を確実に検出することができる。図中、85は中空偏心スリーブ、86は軸受、87はニードルベアリング、88はリング状ボルトである。

【0026】図6は本発明に係るウォームギヤ機構、可動ハウジング及び入力軸の関係説明図である。ウォーム83aは、車速に応じて舵角比制御用電動機81(図5参照)で回転されるものである。ウォーム83aが正・逆転すると、可動ハウジング56は回転角θの範囲で正・逆転する。可動ハウジング56の回転中心Oと入力軸57の回転中心Aとは、偏心している。このため、可動ハウジング56の回転角θに対応して、入力軸57の回転中心AはA<sub>1</sub>～A<sub>2</sub>の範囲で変化する。すなわち、回転中心Aは、中立位置A<sub>0</sub>から回転角θ/2だけ回転方向に角度変位すると、角度A<sub>1</sub>の位置となり、また、中立位置A<sub>0</sub>から回転角θ/2だけ回転方向に角度変位すると、角度A<sub>2</sub>の位置となる。例えば、(1)高速域の車速では角度A<sub>1</sub>の位置に変位し、(2)中速域の車速では角度A<sub>0</sub>の位置に変位し、(3)低速域の車速では角度A<sub>2</sub>の位置に変位する。なお、回転中心Aの変位軌跡は、正確には回転中心Oを中心とした円弧である。

しかし、回転中心Aの径方向の変位量Zは、無視できる程度である。従って、以下の説明においては、回転中心Aの変位軌跡が、この図の左右方向の直線である（回転中心Aの径方向の変位量Z=0）として、説明する。

【0027】図7は本発明に係る入力軸、カップリング及び出力軸の関係説明図であり、入力軸57にカップリング58を軸直角方向への相対移動可能に連結したことを見た。入力軸57の回転中心Aが角度A<sub>1</sub>の位置にあるとき、入力軸57の回転中心（軸心）Aと、出力軸59の回転中心（軸心）Bと、連結軸64の作用点（軸心）Cとは、平面視で前記相対移動方向に一直線上に配列したものである。入力軸57の回転中心Aは、出力軸59の回転中心Bと連結軸64の作用点Cの間に配列したものである。

【0028】入力軸57が回転すると、カップリング58のボール62…の作用により、連結軸64は出力軸59の軸心回りを旋回する。すなわち、連結軸64は出力軸59の軸線を中心として公転する。この結果、入力軸57の回転力によって、出力軸59は回転する。ところで、入力軸57の回転中心Aから出力軸59の回転中心Bまでの距離をx（偏位量x）とし、出力軸59の回転中心Bから連結軸64の作用点Cまでの距離をy（偏位量y）とする。入力軸57の回転中心AはA<sub>1</sub>～A<sub>2</sub>の範囲で変化するものであり、これに対して、出力軸59の

$$y \cdot \sin \beta = (y \cdot \cos \beta - x) \tan \alpha \quad \dots \dots (1)$$

であるから、入力軸の回転角αは

$$\alpha = \tan^{-1} ((y \cdot \sin \beta) / (y \cdot \cos \beta - x)) \quad \dots \dots (2)$$

で表される。

【0032】従って、係合軸の作用点Cが点C<sub>0</sub>から点Cxへ変位したときに、出力軸の回転角はβであり、このときの入力軸の回転角はαである。また、係合軸の作用点が点C<sub>0</sub>から点Cyへ変位したときに、出力軸の回転角はβ<sub>1</sub>であり、このときの入力軸の回転角はα<sub>1</sub>である。出力軸の回転中心Bと係合軸の作用点Cとの間に入力軸の回転中心Aがあるので、回転角βは回転角αよりも小さく、回転角β<sub>1</sub>は回転角α<sub>1</sub>よりも小さい（β<α、β<sub>1</sub><α<sub>1</sub>）。

【0033】図9(a)、(b)は本発明に係る可変舵角比操舵機構の作動原理説明図（その2）であり、中速域の車速における舵角比の変化を模式的に示す。図9(a)に示すように、中速域では入力軸の回転中心Aが角度A<sub>1</sub>の位置にある。このとき、入力軸の回転中心Aと出力軸の回転中心Bとは一致する。この一致した点から図右に係合軸の作用点Cが配列しており、この状態を

$$y \cdot \sin \beta = (y \cdot \cos \beta - (-x)) \tan \alpha \quad \dots \dots (3)$$

であるから、入力軸の回転角αは

$$\alpha = \tan^{-1} ((y \cdot \sin \beta) / (y \cdot \cos \beta - (-x))) \quad \dots \dots (4)$$

で表される。

【0035】従って、係合軸の作用点Cが点C<sub>0</sub>から点Cxへ変位したときに、出力軸の回転角はβであり、こ

回転中心Bは固定位置である。以下、偏位量xの変化に伴う舵角比の変化について、図8～図10に基づき説明する。

【0029】図8(a)、(b)は本発明に係る可変舵角比操舵機構の作動原理説明図（その1）であり、高速域の車速における舵角比の変化を模式的に示す。図8(a)は上記図7の構成を模式的に表したものであり、この(a)に示すように、高速域では入力軸の回転中心Aが角度A<sub>1</sub>の位置にある。このとき、出力軸の回転中心Bと、入力軸の回転中心Aと、係合軸の作用点Cとは、図左から右へこの順に一直線上に配列しており、この状態を模式的平面図として表したもののが、図8(b)である。すなわち、図7におけるA、B、Cの並びが図8(b)のA、B、C(C<sub>0</sub>)の並びに相当する。

【0030】なお、係合軸の作用点Cは、出力軸の回転中心Bを中心として旋回するものであるため、右の点Cと左の点Cとで区別がつきにくい。そこで、角度0°又は角度180°を添字としたC<sub>0</sub>、C<sub>180</sub>を付記することで、明瞭化した。係合軸の作用点Cが、C<sub>0</sub>を起点として図時計回り（矢印方向）に旋回することで、以下の説明を行う。

【0031】図8(b)において、入力軸の回転角をαとし、出力軸の回転角をβとすると、次の関係式が導かれる。

$$\dots \dots (1)$$

模式的平面図として表したもののが、図9(b)である。この場合に、回転中心A、Bが一致するので、偏位量xは0(x=0)である。この結果、出力軸の回転角がβの場合に入力軸の回転角αはβと同一であり、また、出力軸の回転角がβ<sub>1</sub>の場合に入力軸の回転角α<sub>1</sub>はβ<sub>1</sub>と同一である（α=β、α<sub>1</sub>=β<sub>1</sub>）。

【0034】図10(a)、(b)は本発明に係る可変舵角比操舵機構の作動原理説明図（その3）であり、低速域の車速における舵角比の変化を模式的に示す。図10(a)に示すように、低速域では入力軸の回転中心Aが角度A<sub>2</sub>の位置にある。このとき、入力軸の回転中心Aと、出力軸の回転中心Bと、係合軸の作用点Cとは、図左から右へこの順に一直線上に配列しており、この状態を模式的平面図として表したもののが、図10(b)である。図10(b)において、入力軸の回転角αと出力軸の回転角βとの関係は、次の関係式による。

$$\dots \dots (3)$$

のときの入力軸の回転角はαである。また、係合軸の作用点が点C<sub>0</sub>から点Cyへ変位したときに、出力軸の回転角はβ<sub>1</sub>であり、このときの入力軸の回転角はα<sub>1</sub>で

ある。入力軸の回転中心Aと係合軸の作用点Cとの間に、出力軸の回転中心Bがあるので、上記式(4)から明らかのように、偏位量 $x$ は負の値になる。この結果、回転角 $\beta$ は回転角 $\alpha$ よりも大きく、回転角 $\beta_1$ は回転角 $\alpha_1$ よりも大きい( $\beta > \alpha$ 、 $\beta_1 > \alpha_1$ )。

【0036】以上の説明から明らかのように、偏位量 $x$ を適宜に設定して、入力軸の回転中心Aと出力軸の回転中心Bとを互いに偏心させると、入力軸の回転角 $\alpha$ と出力軸の回転角 $\beta$ とは不一致になる。また、入力軸の回転中心Aと出力軸の回転中心Bとを一致させると、入力軸の回転角 $\alpha$ と出力軸の回転角 $\beta$ とは一致する。

【0037】図11は本発明に係る可変舵角比操舵機構の舵角比特性線図である。この図は、横軸を入力軸57の回転角(入力側回転角) $\alpha$ とし、右の縦軸を出力軸59の回転角 $\beta$ とし、左の縦軸をラック55aのストロークとして表したものであって、線 $x_0$ 、 $x_1$ 、 $x_2$ に基づき、入力軸の回転角 $\alpha$ に対する、出力軸の回転角 $\beta$ の割合並びにラック55aのストロークの割合を示す。なお、ここでは操舵角増減機構30を設けない場合について、先に説明する。

①線 $x_0$ は、偏位量 $x$ を0にした場合の舵角比特性を示す。(図9に示す中速域の車速における舵角比特性)  
②線 $x_1$ は、偏位量 $x$ を正の値で変化させた場合の舵角比特性を示す。(図8に示す高速域の車速における舵角比特性)

③線 $x_2$ は、偏位量 $x$ を負の値で変化させた場合の舵角比特性を示す。(図10に示す低速域の車速における舵角比特性)

【0038】図から明らかのように、偏位量 $x$ を0にすれば線 $x_0$ のように、入力軸の回転角 $\alpha$ に対する出力軸の回転角 $\beta$ の割合、すなわち、ステアリングハンドルの操舵角に対する操向車輪の操舵角の割合(舵角比)は等しい。また、偏位量 $x$ を連続的に変化させることにより、舵角比を連続的に変化させることができる。従って、偏位量 $x$ を車速に応じて制御すれば、舵角比特性を最適条件に変化させることができる。

【0039】ところで、線 $x_1$ 及び線 $x_2$ は、入力軸の回転角 $\alpha$ が180°の場合に出力軸の回転角 $\beta$ が180°となる特性に設定されている。このような特性は、図4に示す可変舵角比操舵機構50における各部材(入力軸57、連結軸64、出力軸59)の位置関係により決定される。そして、従来は操舵角増減機構30がないので、ステアリングハンドル2の操舵角と入力軸の回転角 $\alpha$ とが、同一であった。例えば、操舵角が0°のときに、入力軸の回転角 $\alpha$ も0°である。また、操舵角が最大角(例えば、180°)のときに、入力軸の回転角 $\alpha$ も180°である。このため、可変舵角比操舵機構50は、入力軸の回転角 $\alpha$ の全範囲(0°～180°)にわたり、特定の舵角比特性にて舵角比を変える。また、ステアリングハンドル2の最大操舵角を180°以下にす

ると、ハンドルの切れが良過ぎるので、操舵感覚上(操舵フィーリング上)好ましくない。従って、ラックの最大ストローク位置を図11の縦軸のD(従来の最大)以下に下げるることはできない。

【0040】さらには、線 $x_1$ は、図右肩上がりの直線である線 $x_0$ よりも下方に湾曲した曲線であり、この曲線は、入力軸の回転角 $\alpha$ が概ね90°以下において勾配が緩く、90°を越えると勾配がきつい曲線である。また、線 $x_2$ は、線 $x_0$ よりも上方に湾曲した曲線であり、この曲線は、入力軸の回転角 $\alpha$ が概ね90°以下において勾配がきつく、90°を越えると勾配が緩い曲線である。しかも、フル操舵の状態(操向車輪3、3が最大操舵角の状態)では、回転角 $\beta$ は車速と無関係に一定である。線 $x_1$ 及び線 $x_2$ が非線形なので、入力軸の回転角 $\alpha$ が小さいときと大きいときとでは、入力軸の回転角 $\alpha$ に対する出力軸の回転角 $\beta$ の割合、すなわち、舵角比は一定ではない。しかし、ステアリングハンドル2の全操舵範囲にわたり、車速に応じた一定の舵角比特性である方が、運転上好ましい場合がある。

【0041】本発明は、このような舵角比特性を改良するため、図1に示すステアリングハンドル2の操舵角を、操舵角増減機構30によって所定の割合で増減させて、可変舵角比操舵機構50に伝えるようにしたことを特徴とする。例えば、1/6の割合で減少させると、ステアリングハンドル2の最大操舵角が左右に各540°の場合に、可変舵角比操舵機構50の入力軸の回転角 $\alpha$ は左右に各90°(減少角)となる。また、操舵角が0°のときに、入力軸の回転角 $\alpha$ は0°である。

【0042】入力軸の回転角 $\alpha$ が90°以下であれば、線 $x_0$ 、 $x_1$ 、 $x_2$ は車速に応じた勾配を有するほぼ直線(実線にて示す線 $x_{10}$ 、 $x_{11}$ 、 $x_{12}$ )である。このような実線 $x_{11}$ から実線 $x_{12}$ までの直線的な特性を有する範囲だけを使用した舵角比特性なので、高速域の車速においては、ステアリングハンドル2の全操舵範囲にわたり、緩い勾配特性で操向車輪を操舵することができる。また、低速域の車速においては、ステアリングハンドル2の全操舵範囲にわたり、きつい勾配特性で操向車輪を操舵することができる。換言すれば、入力軸の回転角 $\alpha$ が小さければ、ステアリングハンドルを全操舵範囲で操舵しても、可変舵角比操舵機構50における非線形の舵角比特性のうち、一部の狭い範囲だけを使用することになる。一部の範囲だけであれば、非線形であっても比例特性に近似した舵角比特性で操舵することができる。従って、ステアリングハンドル2の操舵角に対するラック55aのストローク特性、すなわち、操向車輪3、3の操舵角特性は、車速に応じたほぼ比例的な特性であり、車両の操縦性能を一層高めることができる。

【0043】また、操舵角を操舵角増減機構30で減少させたときには、可変舵角比操舵機構50は、入力軸の回転角 $\alpha$ の全範囲のうち、一部の狭い範囲(0°～減少

角)で、特定の舵角比特性にて舵角比を変える。すなわち、舵角比特性のうち、一部の範囲だけで舵角比を変える。このように、ステアリングハンドル2の操舵角を操舵角増減機構30で増減させて、可変舵角比操舵機構50に伝達することにより、ステアリングハンドル2の操舵角に対して、舵角比特性のうち、どの範囲を使用するかを選択することができる。従って、ステアリングハンドル2の操舵角に対する操向車輪3, 3の操舵角特性を、可変舵角比操舵機構50だけでなく、操舵角増減機構30によっても設定することができる。この結果、舵角比特性の設定自由度が高まるので、車種毎の操舵感覚(操舵フィーリング)を設定し易い。

【0044】図12は本発明に係る車両用ステアリング装置の舵角比特性線図であり、横軸をステアリングハンドル2の操舵角とし、縦軸をラック55aのストロークとして表したものである。この図は上記図11に対応した図であり、ステアリングハンドル2を右回転させた場合に図右半分の舵角比特性を有し、ステアリングハンドル2を左回転させた場合に図左半分の舵角比特性を有することを示す。

【0045】図13は本発明に係る可変舵角比操舵機構(変形例)の出力軸回りの要部断面図である。この変形例の可変舵角比操舵機構50は、カップリング58と出力軸91との間に遊星歯車機構90を介在し、この遊星歯車機構90によって、増速したことを特徴とする。変形例の出力軸91は、上記図4に示す出力軸59と同等の部材である。なお、上記図4に示す部材と同等の機能を有する部材には、同一符号を付し、その説明を省略する。

【0046】遊星歯車機構90は、出力軸91の上面に且つ出力軸91と同軸上に回転可能に取付けた円盤状のキャリア92と、キャリア92の下面に回転可能に取付けた複数の遊星ギヤ93…と、遊星ギヤ93…の外周囲に配置したリングギヤ94と、遊星ギヤ…93の内周囲で出力軸91に設けたサンギヤ95とからなる。キャリア92は、カップリング58の連結軸64が嵌合する連結孔59aを開けたものであり、この連結孔59aは、上記図4の構成と同様に出力軸91から偏心した位置にある。リングギヤ94は下部固定ハウジング54cに固定したものである。

【0047】カップリング58がキャリア92を回転させると、遊星ギヤ…93はリングギヤ94の内歯の回りを回転しながら公転して、サンギヤ95を回転させる。従って、出力軸91は上記図4に示す出力軸59よりも高速で回転する。遊星歯車機構90で増速するので、変形例の出力軸91は、上記図4に示す出力軸59よりも小径ですむ。出力軸91が小径なので、下部固定ハウジング54cが小型になるため、可変舵角比操舵機構50は小型になり、車両への搭載が一層容易である。図中、96はスラストベアリングである。

【0048】図14は図13の14-14線断面図であり、遊星歯車機構90の平面断面構造を示し、特に、遊星ギヤ93…とリングギヤ94とサンギヤ95との噛み合せ構成を明示したものである。

【0049】なお、上記本発明の実施の形態及び変形例において、(1)操舵トルクセンサ10と操舵角増減機構30と可変舵角比操舵機構50とは、互いに分離独立した構成、または、一体的に組合せた構成とすることができる。

(2)操舵トルクセンサ10は、操舵角増減機構30と可変舵角比操舵機構50との間に介在させた構成であつてもよい。

(3)操舵角増減機構30は、ステアリングハンドル2の操舵角を所定の割合で増減させるものであればよく、例えば、遊星歯車機構、ウォームギヤ機構、ベベルギヤ機構等の機械的な増減機構としたり、電機的制御形式の機構であつてもよい。

(4)カップリング58は、入力軸57に軸直角方向への相対移動可能に且つ相対回転不能に連結し、しかも、カップリング58の偏心した位置に出力軸59, 91の偏心した部位を回転可能に連結するものであればよい。

(5)可変舵角比操舵機構50は、入力軸57に対する舵角比を機械的に変えるものであればよく、上記本発明の実施の形態及び変形例に示す構造に限定するものではない。

#### 【0050】

【発明の効果】本発明は上記構成により次の効果を発揮する。請求項1は、ステアリングハンドルの操舵角に対する舵角比を機械的に変えるようにした車両用ステアリング装置において、ステアリングハンドルと可変舵角比操舵機構との間に、ステアリングハンドルの操舵角を所定の割合で増減させる操舵角増減機構を介在させたので、ステアリングハンドルの操舵角を操舵角増減機構で増減させて、可変舵角比操舵機構に伝達することにより、ステアリングハンドルの操舵角に対して、舵角比特性のうち、どの範囲を使用するかを選択することができる。従って、ステアリングハンドルの操舵角に対する操向車輪の操舵角特性を、可変舵角比操舵機構だけでなく、操舵角増減機構によっても設定することができる。この結果、舵角比特性の設定自由度が高まるので、車種毎の操舵感覚を設定し易い。

#### 【図面の簡単な説明】

【図1】本発明に係る車両用ステアリング装置の全体構成図

【図2】本発明に係る操舵トルクセンサ付き操舵角増減機構の断面図

【図3】本発明に係る可変舵角比操舵機構の全体構成図

【図4】図3の4-4線断面図

【図5】図4の5-5線断面図

【図6】本発明に係るウォームギヤ機構、可動ハウジン

## グ及び入力軸の関係説明図

【図7】本発明に係る入力軸、カップリング及び出力軸の関係説明図

【図8】本発明に係る可変舵角比操舵機構の作動原理説明図（その1）

【図9】本発明に係る可変舵角比操舵機構の作動原理説明図（その2）

【図10】本発明に係る可変舵角比操舵機構の作動原理説明図（その3）

【図11】本発明に係る可変舵角比操舵機構の舵角比特性線図

【図12】本発明に係る車両用ステアリング装置の舵角

## 比特性線図

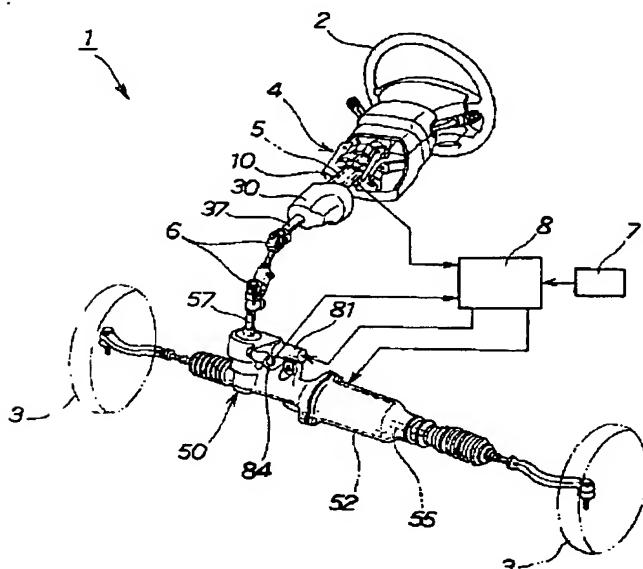
【図13】本発明に係る可変舵角比操舵機構（変形例）の出力軸回りの要部断面図

【図14】図13の14-14線断面図

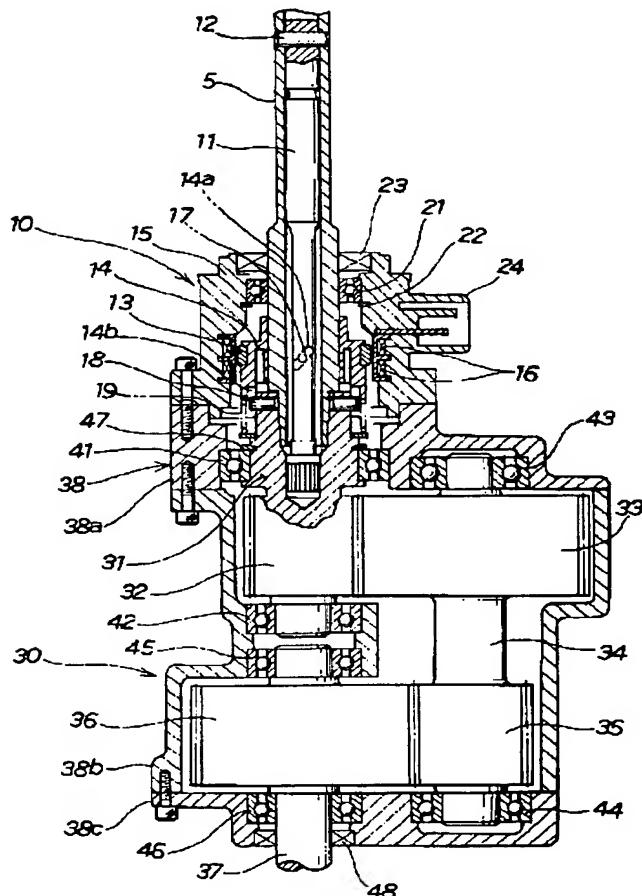
## 【符号の説明】

1…車両用ステアリング装置、2…ステアリングハンドル、3…操向車輪、4…ステアリング系、5…ステアリングシャフト、7…車速センサ、8…制御手段、10…操舵トルクセンサ、30…操舵角増減機構、31…入力軸、37…出力軸、50…可変舵角比操舵機構、51…ラックアンドピニオン機構、52…電動機、81…舵角比制御用電動機、84…変位センサ。

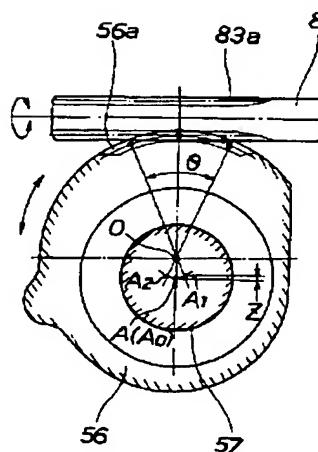
【図1】



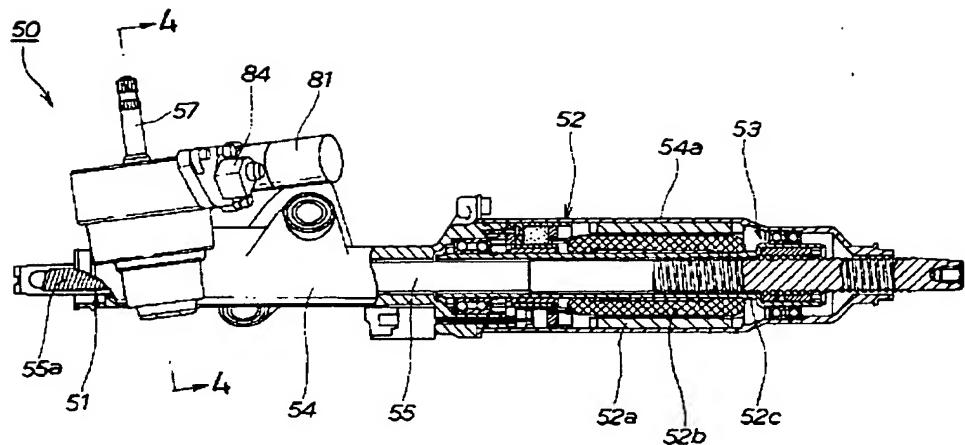
【図2】



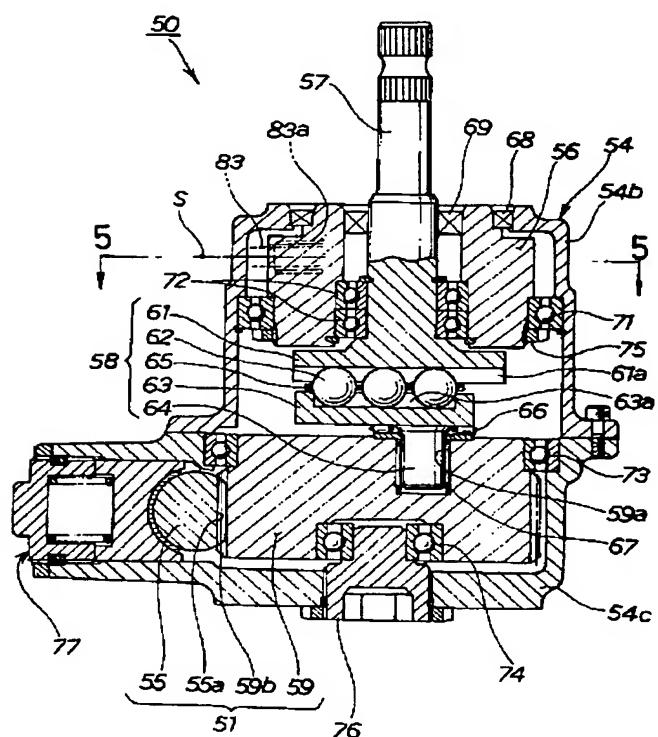
【図6】



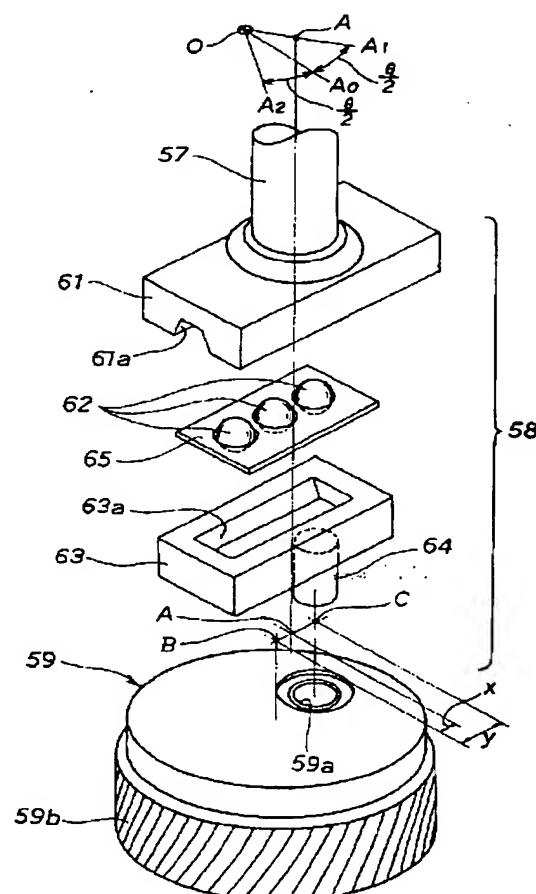
【図3】



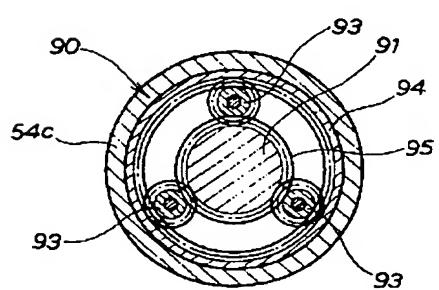
【図4】



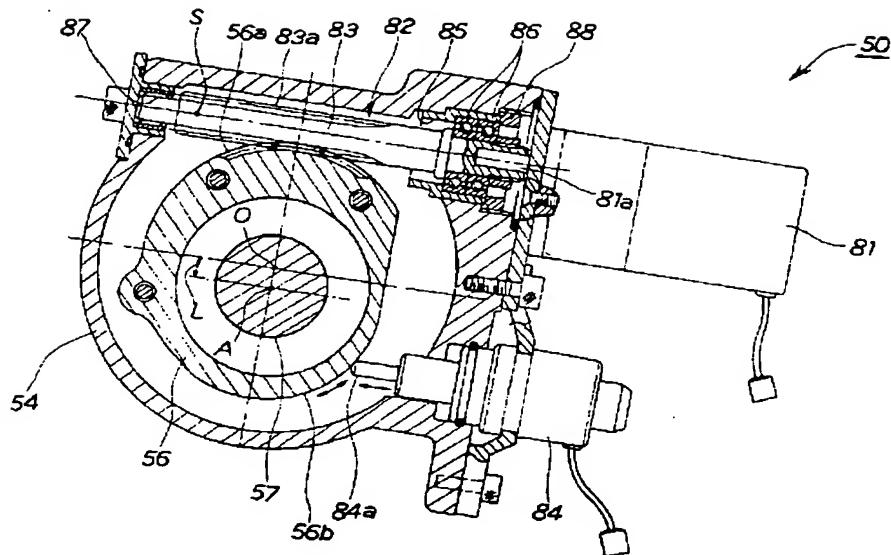
【図7】



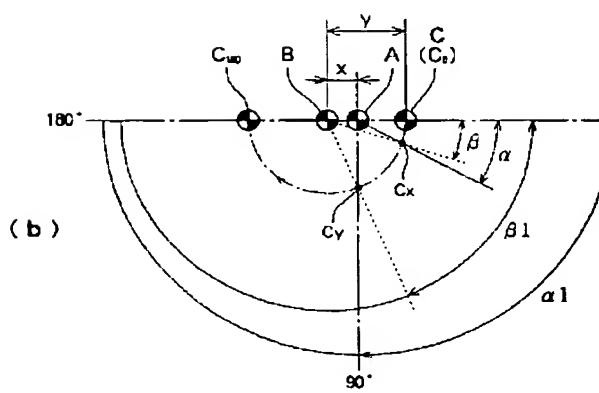
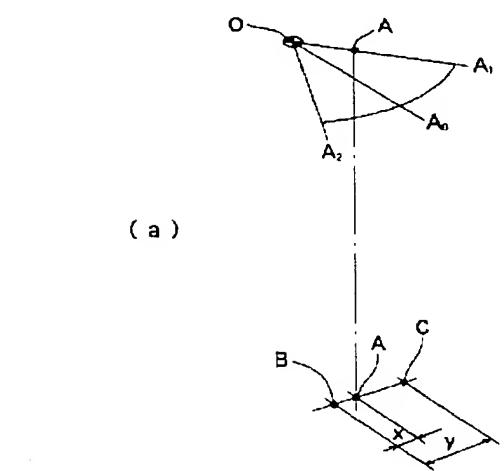
【図14】



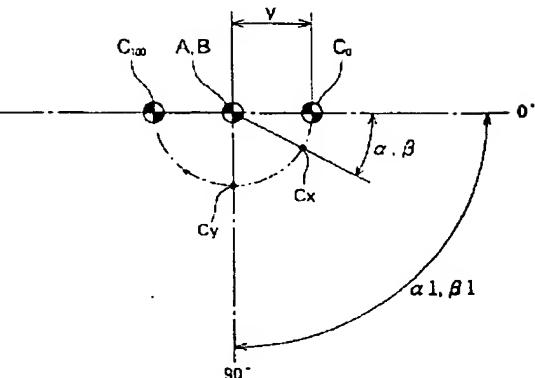
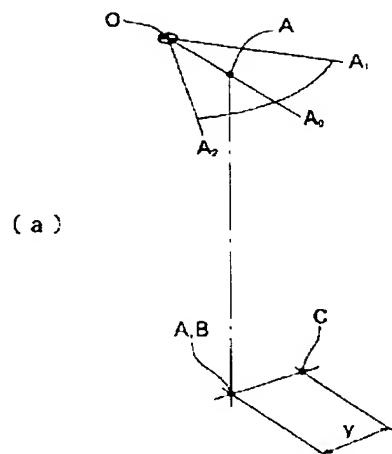
【図5】



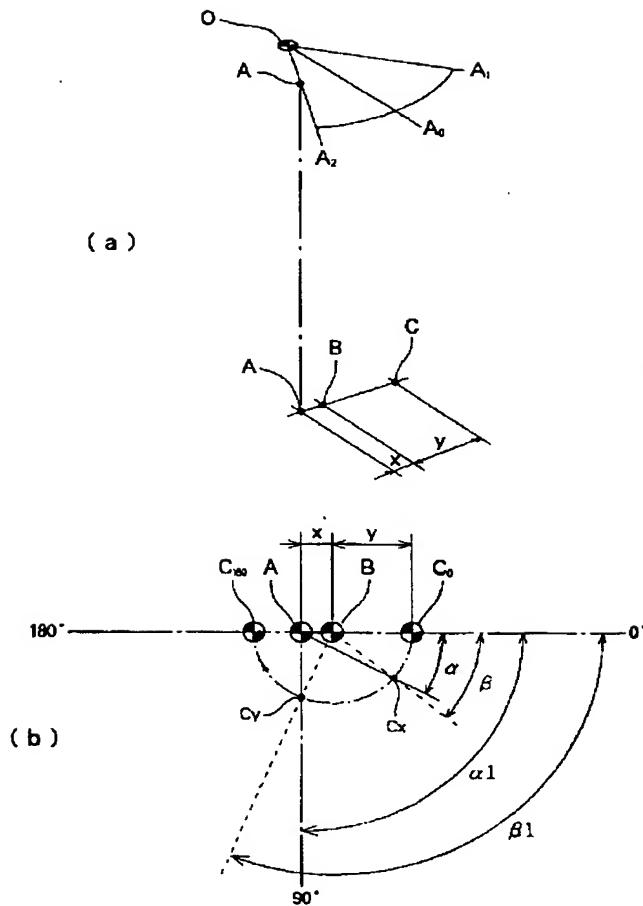
【図8】



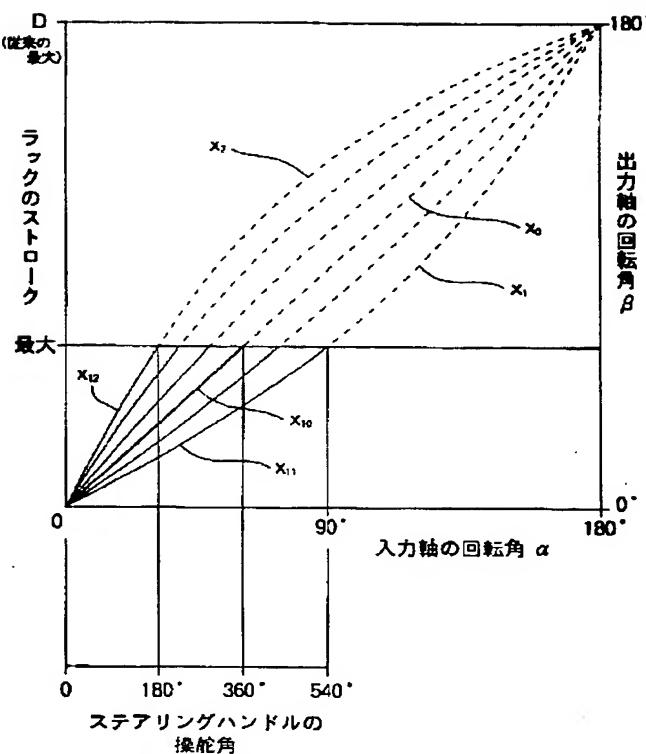
【図9】



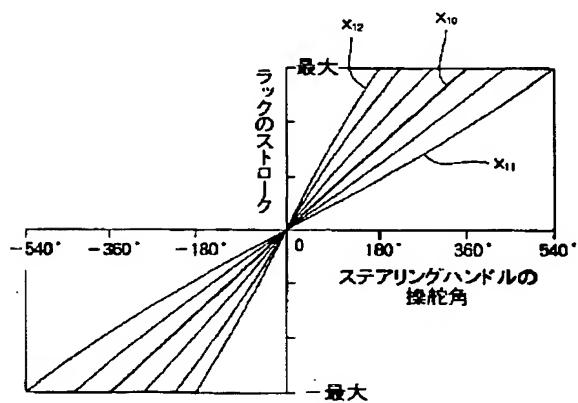
【図10】



【図11】



【図12】



【図13】

